

PAT-NO: JP402154841A
DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 02154841 A
TITLE: GEAR SHIFT DEVICE FOR AUTOMATIC TRANSMISSION
PUBN-DATE: June 14, 1990

INVENTOR-INFORMATION:
NAME
ASADA, TOSHIYUKI

ASSIGNEE-INFORMATION:
NAME COUNTRY
TOYOTA MOTOR CORP N/A

APPL-NO: JP63307936
APPL-DATE: December 7, 1988

INT-CL (IPC): F16H003/66

ABSTRACT:

PURPOSE: To easily cope with various specification changes by connecting single pinion type first and second planetary gears and the double pinion type third planetary gear in series and connecting specific elements directly or via clutches respectively.

CONSTITUTION: Single pinion type first and second planetary gears 1 and 2 and the double pinion type third planetary gear 3 are arranged coaxially with input and output shafts 4 and 5; the first and the third ring gears 1R and 3R, the first sun gear 1S and the second ring gear 2R, the second and the third carriers 2C and 3C, the second and the third sun gears 2S and 3S are connected invariably or selectively via coupling means. When the first sun gear 1S and

the second ring gear 2R are connected via a clutch K3 and clutches K1-K3 and brakes B1-B3 are selectively coupled, for example, shift stages of seven forward speeds and one reverse speed are obtained. When positions of the clutches are changed, shift stages of seven forward speeds and two reverse speeds, five forward speeds and one reverse speed or two speeds or the like are obtained. A shift shock is reduced, and various specification changes can be coped with.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

⑫ 公開特許公報(A) 平2-154841

⑬ Int. Cl.⁵

F 16 H 3/66

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公開 平成2年(1990)6月14日

B 7331-3J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全13頁)

⑮ 発明の名称 自動変速機用歯車変速装置

⑯ 特 願 昭63-307936

⑰ 出 願 昭63(1988)12月7日

⑱ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑳ 代 理 人 弁理士 渡 辺 丈 夫

明 細 書

1. 発明の名称

自動変速機用歯車変速装置

2. 特許請求の範囲

第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有する第1遊星歯車と、

第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤおよび第2リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有する第2遊星歯車と、

第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤに噛合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第3リングギヤとに噛合する他のピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有する第3遊星歯車とを備え、

第1リングギヤと第3リングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるとともに、第1サンギヤと第2リングギヤとが

常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2キャリアと第3キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、さらに第2サンギヤと第3サンギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

この発明は車両用の自動変速機において使用される歯車変速装置に関し、特に三相の遊星歯車を組合せて構成した歯車変速装置に関するものである。

従来の技術

周知のように遊星歯車はサンギヤとリングギヤとこれらに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとの三要素を有し、そのいずれかの要素を入力要素とするとともに、他のいずれかを出力要素とし、さらに残る他の要素を固定することにより、入力された回転を増速し、もしくは正転減速し、

あるいは反転減速して出力することができ、したがって従来一般には、複数の遊星歯車を組合せて自動変速機用の歯車変速装置を構成している。その場合、遊星歯車の組合せ方や、遊星歯車のギヤ比（サンギヤとリングギヤとの歯数の比）の値、さらにはシングルピニオン型遊星歯車を用いるかダブルピニオン型遊星歯車を用いるかなどによって、得られる変速比が多様に変わるが、その全ての組合せが実用し得るものではなく、車両への搭載性、製造の可能性、変速特性、要求される動力性能などの諸条件から実用の可能性のある歯車列は限定される。換言すれば、遊星歯車列は、遊星歯車の組合せやギヤ比の設定の仕方によって膨大な数の構成が可能であるために、車両用の自動変速機として要求される諸条件を満たすものを創作することには多大の困難を伴う。

従来、このような背景の下に案出された多数の歯車変速装置が提案されており、そのうち三組の遊星歯車を使用した装置が、例えば特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、

生産性が悪くなる。

一方、前述したように、複数の遊星歯車を組合せた歯車変速装置では、各要素の連結の仕方やクラッチやブレーキの配置によって設定可能な変速比が大きく変わるのであり、したがって各遊星歯車の要素同士の連結のし方を、常時連結がクラッチを介した連結かを問わずに一定にし、そのような構成の歯車列において入力のためのクラッチや要素を固定するためのブレーキなどの数や配置によって、設定可能な変速段の数やその変速比を適宜に決めることも技術的には可能であり、そのようにすれば、仕様の異なる歯車変速装置であっても基本となる歯車列が共通化されることにより、上記のごとき問題はある程度解消し得るものと考えられる。その場合、基本となる歯車列の構成は、全体として小型軽量であること、製造が容易なこと、設定可能な変速比が等比級数に近い関係にあること、変速ショックの低減に有利なこと、必要に応じ“1”以下の変速比を設定可能なこと、最大変速比と最低変速比との幅が広いことなどの

同51-108168号公報、同51-108170号公報、同51-127968号公報に記載されている。

発明が解決しようとする課題

しかるに複数の遊星歯車を組合せた歯車変速装置では、それぞれの遊星歯車の連結の仕方やいずれの要素を入力軸に連結するか、あるいはいずれの要素を固定するかによって設定し得る変速段の数や各変速段での変速比が多様に変化する。したがって実用にあたっては、エンジン出力との関係や搭載する車両の用途もしくは要求される特性などに基づいて歯車変速装置を選択している。その場合、クラッチやブレーキの配置のみならず、歯車列の構成までも、既存の歯車変速装置とは異なるものを使用するとすれば、用意すべき歯車変速装置の種類が車両の種類と同程度の多くなるのみならず、設計・製造を含めた歯車変速装置の生産性が悪化することになり、特に仕様の異なる歯車変速装置ごとに基本設計からやり直すことになるとともに、生産工程の共通化が図れないから、

要請を満たすことが好ましい。

このような所謂転用可能性の広い歯車列を得るとの観点から前掲の従来の歯車変速装置を検討すると、前述した従来のいずれの歯車変速装置も変速比が“1”以下の所謂オーバードライブ段を設定し得るものとはされていず、また設定可能な変速段を変えるためにクラッチやブレーキの配列をどのように変えるべきかの記述がなく、さらに変速比が必ずしも等比級数に近い関係にはならず、変速ショックの低減に特別の配慮が必要となり、あるいは運転し難いものとなるなどの不都合があると考えられる。

この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、多様な仕様に容易に変更することができ、しかも複合した諸条件を共に満たすことのできる基本的な構成を含む自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

課題を解決するための手段

この発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛合す

るビニオンギヤを保持する第1キャリアとを有する第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤおよび第2リングギヤに噛合するビニオンギヤを保持する第2キャリアとを有する第2遊星歯車とを備え、第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤに噛合するビニオンギヤおよびそのビニオンギヤと第3リングギヤとに噛合する他のビニオンギヤを保持する第3キャリアとを有する第3遊星歯車と、第1リングギヤと第3リングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるとともに、第1サンギヤと第2リングギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2キャリアと第3キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、さらに第2サンギヤと第3サンギヤとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とするものである。

作 用

この発明の装置では、互いに連結された第1リ

ングギヤと第3リングギヤとが一体となってもしくは個別に、また互いに連結された第1サンギヤと第2リングギヤとが一体となってもしくは個別に、さらに互いに連結された第2キャリアと第3キャリアとが一体となってもしくは個別に、そしてまた互いに連結された第2サンギヤと第3サンギヤとが一体となってもしくは個別に、それぞれ入力要素もしくは出力要素あるいは固定要素とされ、そしてまた第1キャリアなどの独立した要素が入力要素もしくは出力要素あるいは固定要素とされる。その結果、各遊星歯車が一体となってもしくはそれぞれ単独で増減速作用を行なって、入力軸の回転を変速し、もしくはそのまま、あるいは反転して出力軸に伝達する。そしてその場合の変速段が例えば前進5段もしくは6段でかつ後進1段もしくは2段に設定され、あるいはそれ以下の変速段に設定され、さらに最も大きい変速比と最も小さい変速比との幅が広く、しかも各変速比の値が等比級数に近い関係となる。

実 施 例

つぎにこの発明の実施例を図面を参照して説明する。

第1図はこの発明の一実施例を原理的に示す模式図であって、ここに示す歯車変速装置は、第1の遊星歯車1および第2の遊星歯車2をシングルビニオン型遊星歯車によってそれぞれ構成するとともに、第3の遊星歯車3をダブルビニオン型遊星歯車によって構成し、これらの各遊星歯車1、2、3における各要素を次のように連結して構成されている。すなわち第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sと、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rに噛合するビニオンギヤを保持するキャリア1Cとを主たる要素として構成されている。また第2遊星歯車2も、第1遊星歯車1と同様に、サンギヤ2Sと、そのサンギヤ2Sに対して同心状に配置したリングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rに噛合するビニオンギヤを保持するキャリア2Cとを主たる要素として構成されている。これに対して第3遊星歯車3は、サンギヤ3Sと、リングギ

ヤ3Rと、これらのギヤ3S、3Rの間に配置されて互いに噛合する少なくとも1対のビニオンギヤを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されている。そして第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとが一体となって回転するよう連結され、また第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとの間に第3クラッチ手段K3が配置され、これらのサンギヤ1Sとリングギヤ2Rとが選択的に連結されるようになっている。さらに第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とのキャリア2C、3C同士、およびサンギヤ2S、3S同士が互いに一体となって回転するよう連結されている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段(図示せず)を介してエンジン(図示せず)に連結されており、この入力軸4と、

第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの間には、両者を選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられ、また入力軸4と第1遊星歯車1のキャリア1Cとの間には両者を選択的に連結する第2クラッチ手段K2が配置されている。これらのクラッチ手段K1、K2、K3は、要は上記の各部材を選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される型式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの型式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1、K2、K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また第1遊星歯車1のキャリア1Cの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、そのキャリア1Cとトランスミッションケース（以下、

単にケースと記す）6との間に設けられている。また互いに連結された第1遊星歯車1のリングギヤ1Rおよび第3遊星歯車3のリングギヤ3Rの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、これらのリングギヤ1R、3Rとケース6との間に設けられている。さらに互いに連結された第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のサンギヤ2S、3Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、これらのサンギヤ2S、3Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1、B2、B3は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される型式多板ブレーキやバンドブレーキ、あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとしてことができ、また実用にあたっては、これらのブレーキ手段B1、B2、B3によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ（それ

ぞれ図示せず）に回転を伝達する出力軸5が、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のキャリア2C、3Cに対して連結されている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進7段・後進1段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1、K2、K3およびブレーキ手段B1、B2、B3を第1表に示すように係合させることにより達成される。なお、第1表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示してあり、その具体値は、各遊星歯車1、2、3のギヤ比 ρ_1 、 ρ_2 、 ρ_3 を、 $\rho_1 = 0.317$ 、 $\rho_2 = 0.379$ 、 $\rho_3 = 0.320$ とした場合の値である。また第1表中○印は係合状態であることを、また空欄は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

(この頁、以下余白)

表 1

	クラッチ手段	ブレーキ手段	ギヤ比	
			B1	B2
1st	K1	B1	○	
2nd	K1	B2		○
3rd	K1	B3	○	
4th	K2	B1		
5th	K2	B2		
6th	K2	B3		
7th	K3	B1		
Rev	K3	B2		

《前進第1速》

第1クラッチ手段K1および第3クラッチ手段K3ならびに第1ブレーキ手段B1を係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1Sおよび第2遊星歯車2のリングギヤ2Rを入力軸4に連結し、かつ第1遊星歯車1のキャリア1Cを固定する。したがって第1遊星歯車1では、キャリア1Cを固定した状態でサンギヤ1Sが入力軸4と共に回転するから、リングギヤ1Rが入力軸4に対して減速されて逆回転（入力軸4とは反対方向の回転。以下同じ）し、これが第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに伝達される。したがって第3遊星歯車3では、キャリア3Cが出力軸5に連結されて負荷がかかっていることにより、サンギヤ3Sが逆回転しようとする。一方、第2遊星歯車2においてはリングギヤ2Rが入力軸4と共に回転し、かつ第3遊星歯車3のサンギヤ3Sと一体のサンギヤ2Sが逆回転しようとするから、キャリア2Cが第3遊星歯車3のキャリア3Cと共に正回転（入力軸4と同方向の回転。以下同じ）すること

ヤ3Rが固定されているから、サンギヤ3Sが逆回転することによりキャリア3Cが正回転し、これが第2遊星歯車2のキャリア2Cに伝達される。その結果、第2遊星歯車2では、リングギヤ2Rが入力軸4と共に回転するとともに、サンギヤ2Sが逆回転し、かつキャリア2Cが入力軸4より低速で正回転する。すなわちこの場合は、入力軸4の回転が、実質的に第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とによって減速されて出力軸5に伝達され、前進第2速となる。そしてその変速比は、第1表に示す通り、

$$(\rho_3 + \rho_2) / \rho_3$$

で表わされ、その具体値は、2.184となる。

《前進第3速》

第1クラッチ手段K1および第3クラッチ手段K3と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち第2速の状態で第2ブレーキ手段B2に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。この場合も第1遊星歯車1のサンギヤ1Sが入力軸4に連結され、これに対して第2および第3の遊星歯

になる。すなわち第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のキャリア2C、3Cに連結された出力軸5は入力軸4に対して減速されて正回転し、前進段で最も変速比の大きい第1速となる。そしてその変速比は、第1表に示すように、

$$(\rho_2 + \rho_3) / (\rho_3 - \rho_1 \rho_2)$$

で表わされ、その具体値は、3.498となる。

《前進第2速》

第1および第3のクラッチ手段K1、K3と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。この場合、第1遊星歯車1は、キャリア1Cが入力軸4およびケース6に対して解放されているから、特に増減速作用を行なわない。これに対して第2遊星歯車2では、キャリア2Cに出力軸5からの負荷がかかっているからリングギヤ2Rが入力軸4と共に回転することにより、サンギヤ2Sが逆回転し、これが第3遊星歯車3のサンギヤ3Sに伝達される。また第3遊星歯車3では、リングギ

車2、3のサンギヤ2S、3Sが固定される。この場合も第1遊星歯車1は、キャリア1Cが入力軸4およびケース6に対して非連結状態となっているから特に増減速作用を行なわない。また第3遊星歯車3もリングギヤ3Rがケース6に対して非連結状態となっているために特に増減速作用を行なわない。そして第2遊星歯車2では、サンギヤ2Sを固定した状態でリングギヤ2Rが入力軸4と共に回転するから、キャリア2Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転し、前進第3速となる。したがってこの場合の変速比は、第1表に示すように、

$$1 + \rho_2$$

で表わされ、その具体値は、1.379となる。

《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1、K2、K3を係合させ、かつ全てのブレーキ手段B1、B2、B3を解放する。すなわち第3速の状態で第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。したがって第1遊星歯車1のサ

ンギヤ1S およびキャリア1C ならびに第2遊星歯車2のリングギヤ2R の三者が入力軸4に連結されることになるので、第1遊星歯車1では、その二要素が入力軸4と共に回転することにより、その全体が一体となって入力軸4と等速度で正回転し、そのリングギヤ1R の回転が第3遊星歯車3のリングギヤ3R に伝達される。その結果、第2遊星歯車2および第3遊星歯車3は、それぞれのサンギヤ2S, 3S 同士およびキャリア2C, 3C 同士が一体的に連結されているから、それぞれのリングギヤ2R, 3R が共に入力軸4と等速度で回転することにより、その全体が一体となって入力軸4と等速度で正回転する。すなわち歯車列の全体が一体回転するので、入力軸4の回転はそのまま出力軸5に伝達され、変速比は“1”となる。

《前進第5速》

第2および第3のクラッチ手段K2, K3 と第3ブレーキ手段B3 とを係合させる。すなわち上述した第4速の状態第1クラッチ手段K1 に替

記の第5速の状態第3クラッチ手段K3 に替えて第2クラッチ手段K2 を係合させる。したがって第1遊星歯車1では、サンギヤ1S とキャリア1C とが入力軸4に連結されるから、その全体が一体となって入力軸4と共に正回転し、そのリングギヤ1R の回転が第3遊星歯車3のリングギヤ3R に伝達される。その結果、第3遊星歯車3では、サンギヤ3S を固定した状態でリングギヤ3R が入力軸4と同速度で正回転するために、キャリア3C およびこれに連結している出力軸5が入力軸4に対して増速されて正回転する。なお、この場合、第2遊星歯車2は、第3クラッチ手段K3 が解放されてそのリングギヤ2R が第1遊星歯車1のサンギヤ1S に対して非連結状態となっているから、特に増減速作用を行なわない。すなわち入力軸4の回転が実質的には第3遊星歯車3のみによって増速されて出力軸5に伝達され、その変速比は、第1表に示す通り、

$$1 - \rho_3$$

で表わされ、その具体値は、0.680となる。

えて第3ブレーキ手段B3 を係合させる。この場合、第1遊星歯車1では、サンギヤ1S が入力軸4より速く正回転し、かつリングギヤ1R が入力軸4より低速で正回転することになるから、キャリア2C, 3C 同士およびサンギヤ2S, 3S 同士が連結された第2遊星歯車2および第3遊星歯車3においては、第2遊星歯車2のリングギヤ2R が入力軸4より速く正回転し、かつ第3遊星歯車3のリングギヤ3R が入力軸4より低速で正回転することになるために、キャリア2C, 3C およびこれに連結してある出力軸5が、入力軸4より速く正回転する。すなわち入力軸4の回転は増速されて出力軸5に伝達され、オーバードライブ段である前進第5速なる。そしてその変速比は、第1表に示すように、

$$(1 + \rho_1 + \rho_1 \rho_2 - \rho_3) / (1 + \rho_1)$$

で表わされ、その具体値は、0.848となる。

《前進第6速》

第1および第2のクラッチ手段K1, K2 と第3ブレーキ手段B3 とを係合させる。すなわち上

《前進第7速》

第2および第3のクラッチ手段K2, K3 と第2ブレーキ手段B2 とを係合させる。すなわち上記の第5速の状態第3ブレーキ手段B3 に替えて第2ブレーキ手段B2 を係合させる。この場合、第1遊星歯車1では、リングギヤ1R を固定した状態でキャリア1C が入力軸4と共に回転するから、サンギヤ1S が入力軸4より大幅に速く正回転し、これが第2遊星歯車2のリングギヤ2R に伝達される。また第2遊星歯車2では、キャリア2C に出力軸5からの負荷がかかっているために、リングギヤ2R が正回転することによりサンギヤ2S が逆回転し、これが第3遊星歯車3のサンギヤ3S に伝達される。さらに第3遊星歯車3では、リングギヤ3R を固定した状態でサンギヤ3S が逆回転するために、キャリア3C が正回転する。その結果、第2遊星歯車2では、リングギヤ2が入力軸4より速く正回転しつつキャリア2C が入力軸4より速く正回転し、かつサンギヤ2S が逆回転することになる。すなわち第2遊星歯車2およ

び第3遊星歯車3のキャリア2C, 3Cに連結してある出力軸5は入力軸4に対して大幅に増速されて正回転し、前進第7速となる。そしてその変速比は、第1表に示す通り、

$$\rho_1 (\rho_2 + \rho_3) / \rho_3 (1 + \rho_1)$$

で表わされ、その具体値は、0.526となる。

〈後進〉

第1クラッチ手段K1と第1および第3のブレーキ手段B1, B3とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のキャリア1Cと第2遊星歯車2および第3遊星歯車3のサンギヤ2S, 3Sとを固定する。したがって第1遊星歯車1では、キャリア1Cを固定した状態でサンギヤ1Sが入力軸4と共に回転するから、リングギヤ1Rが入力軸4に対して減速されて正回転し、これが第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに伝達される。また第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態でリングギヤ3Rが逆回転するから、キャリア3Cおよびこれに連結してある出力軸5

が入力軸4より低速で逆回転し、後進段となる。なおこの場合、第2遊星歯車2は、そのリングギヤ2Rが第1遊星歯車1のサンギヤ1Sに対して非連結状態となっているために特に増減速作用を行わない。したがってこの場合の変速比は、第1表に示す通り、

$$-(1 - \rho_3) / \rho_1$$

で表わされ、その具体値は、-2.144となる。

以上、各変速段について述べたことから明らかのように、第1図に示す歯車変速装置では、第1速から第4速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができる。さらにオーバードライブ段である前進第5速の変速比が約0.848、第6速の変速比が0.68であって、実用可能な範囲の適当な値となるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとすることができる。そして各変速段の説明で述べた通り、前進第1速ないし第

6速での隣接する他の変速段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段を係合させればよいから、すなわち二個の係合手段を切換えて変速を行なうことができるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。なお、前記の第6速を使用せずに、第7速を前記第6速の替わりに使用する場合も、第5速から第7速への変速を二つの係合手段の切換えによって行なうことができるので、変速ショックの低減に有利になる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三組でいうえに、各遊星歯車1, 2, 3におけるギヤ比が0.32 ~ 0.38程度のバランスのとれた構成とすることのできる値でよく、それに伴い遊星歯車が大径化することがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。そしてまた各遊星歯車1, 2, 3におけるキャリア1C, 2C, 3Cに対するピニオンギヤの相対回転数を低く抑えることができる。

ところで第1表から知られるように、各遊星歯

車1, 2, 3は全ての変速段で増減速作用を行なっている訳ではなく、クラッチ手段やブレーキ手段の係合・解放の状態に応じて適宜の遊星歯車が増減速作用を行なうのであり、したがって各遊星歯車1, 2, 3における各要素の基本的な連結関係(課題を解決するための手段の項で述べた連結関係)を、例えばコネクティングドラムによる常時連結によって達成せずに、前記の第3クラッチ手段K3のようなクラッチ手段によって必要に応じて達成する構成であっても必要とする変速段を得ることができる。

第2図はその例を示すもので、第1図に示す構成のうち第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとキャリア3Cとを第4クラッチ手段K4によって選択的に連結するよう構成したものである。したがって第2図に示す構成の歯車変速装置では、第4クラッチ手段を係合させることにより、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとキャリア3C、および第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとキャリア2Cとが一体化されるために、第2遊星歯車2および第3遊星

歯車3のそれぞれが一体回転することになる。この第2図に示す構成の歯車変速装置の作動表は第2表の通りであって、第4クラッチ手段K4を設けたことにより前進7段・後進2段の変速段を設定することができる。

第 2 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K4	B1	B2	B3
1st	○		○		○		
2nd	○		○			○	
3rd	○		○				○
4th	○	○	○				
5th		○	○				○
6th	○	○					○
7th		○	○			○	
Rev	○				○		○
Rev2	○			○	○		

車3のキャリア3Cとを常時連結した構成としたが、この発明では、これらとは反対に、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとを常時連結し、かつ第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとの間にクラッチ手段を設けてもよい。その例を次に示す。

第5図に示す構成の歯車変速装置は、第1図に示す構成を改良して、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとを常時連結するとともに、第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとの間に両者を選択的に連結する第5クラッチ手段K5を介装したものである。この第5図に示す構成の歯車変速装置の作動表は第3表の通りであり、前進7段・後進1段の変速段の設定が可能である。

(この頁、以下余白)

ところで、前述したように、第1図に示す構成の歯車変速装置における第2遊星歯車2と第3遊星歯車3とは、サンギヤ2S、3S同士およびキャリア2C、3C同士が一体的に連結されているから、これら第2遊星歯車2および第3遊星歯車3をラビニョオ型の遊星歯車に置き替えることができる。その例を第3図に示す。この第3図に示す構成の歯車変速装置の作動表は前掲の第1表と同じである。

また、第2図に示す構成の歯車変速装置についてもその第2遊星歯車2および第3遊星歯車3をラビニョオ型遊星歯車に置き替えることができ、その例を示せば、第4図の通りである。この第4図に示す構成の歯車変速装置の作動表は前掲の第2表と同様であり、前進7段・後進2段の変速段の設定が可能である。

上記の第1図および第2図に示す例では、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとの間にクラッチ手段K3を設け、かつ第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯

第 3 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K2	K5	B1	B2	B3
1st	○		○	○		
2nd	○		○		○	
3rd	○		○			○
4th	○	○	○			
5th		○	○			○
6th	○	○				○
7th		○	○		○	
Rev	○			○		○

また第6図に示す構成の歯車変速装置は、第2図に示す構成を改良して、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとを常時連結するとともに、第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとの間に両者を選択的に連結する第5クラッチ手段K5を

介装したものである。この第6図に示す構成の歯車変速装置の作動表は第4表の通りであり、前進7段・後進2段の変速段の設定が可能である。

第 4 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K2	K4	K5	B1	B2	B3
1st	○			○	○		
2nd	○			○		○	
3rd	○			○			○
4th	○	○		○			
5th		○		○			○
6th	○	○					○
7th		○	○			○	
Rev	○				○		○
Rev2	○			○	○		

他方、前述した第4クラッチ手段K4は、第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとキャリア2Cとを連

第 5 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K3	K6	B1	B2	B3
1st	○	○		○		
2nd	○	○			○	
3rd	○	○				○
4th	○	○	○			
5th	○		○			○
Rev	○			○		○

また第8図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第2図に示す構成のうち、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとリングギヤ1Rとの間に両者を選択的に連結する第6クラッチ手段K6を介装し、かつ第2クラッチ手段K2を廃止し、さらに第4クラッチ手段K4の配置を替えて第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとキャリア3Cとを選択的に連結

結して第2遊星歯車2の全体を一体化させ、もしくは第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとキャリア3Cとを連結して第3遊星歯車3の全体を一体化させるものであるが、この発明では、このようなクラッチ手段を更に設けることができる。

第7図はその一例を示すもので、第1図に示す構成のうち、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとリングギヤ1Rとの間に両者を選択的に連結する第6クラッチ手段K6が設けられており、また第6クラッチ手段K6に係合させて第1遊星歯車1の全体を一体化できることに伴い、前述した第2クラッチ手段K2が廃止されている。この第7図に示す構成の歯車変速装置は、各クラッチ手段K1、K3、K6および各ブレーキ手段B1、B2、B3を第5表に示すように係合・解放させることにより、前進5段・後進1段の変速段を設定することができる。

(この頁、以下余白)

するよう構成したものである。この第8図に示す構成の歯車変速装置では、前進5段後進2段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第6表に示す。

第 6 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1st	○	○			○		
2nd	○	○				○	
3rd	○	○					○
4th	○	○		○			
5th	○			○			○
Rev	○				○		○
Rev2	○		○		○		

なお、第5表および第6表から明らかなように、第7図および第8図に示すそれぞれの歯車変速装

第 7 表

	クラッチ手段		ブレーキ手段		
	K3	K6	B1	B2	B3
1st	○		○		
2nd	○			○	
3rd	○				○
4th	○	○			
5th		○			○
Rev			○		○

置では、第1クラッチ手段K1を全ての変速段で係合させることになり、したがって第7図および第8図に示すそれぞれの歯車変速装置は、第1クラッチ手段K1を廃止して入力軸4を第1遊星歯車1のサンギヤ1Sに常時連結することが可能であり、このような改良を施した構成を第9図および第10図に示す。すなわち第9図に示す構成の歯車変速装置は、第7図に示す構成のうち第1クラッチ手段K1を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1を入力軸4に常時連結して構成したものである。その作動表を第7表に示す。

(この頁、以下余白)

また第10図に示す構成の歯車変速装置は、第8図に示す構成のうち第1クラッチ手段K1を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に常時連結して構成したものである。その作動表を第8表に示す。

第 8 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K3	K4	K6	B1	B2	B3
1st	○			○		
2nd	○				○	
3rd	○					○
4th	○		○			
5th			○			○
Rev				○		○
Rev2		○		○		

ところで前述した第5図に示す構成の歯車変速装置は、第1図に示す構成のうち第3クラッチ手段K3を廃止するとともに第5クラッチ手段K5を付加する改良を施したものであり、また第6図に示す構成の歯車変速装置は、このような改良を第2図に示す歯車変速装置について施して構成し

たものであるが、このような第3クラッチ手段K3の廃止および第5クラッチ手段K5の付加を行なう改良は、前述した第7図および第8図に示すそれぞれの歯車変速装置についても行なうことができるのであり、その例を次に示す。

すなわち第11図に示す構成の歯車変速装置は、第7図に示す構成のうち、第3クラッチ手段K3を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとを常時連結するとともに、第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとの間に第5クラッチ手段K5を介装したものである。この第11図に示す歯車変速装置の作動表は第9表に示す通りである。

(この頁、以下余白)

第 9 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K5	K6	B1	B2	B3
1st	○	○		○		
2nd	○	○			○	
3rd	○	○				○
4th	○	○	○			
5th	○		○			○
Rev	○			○		○

なお、この第11図に示す構成の歯車変速装置では、第9表に示すように、第1クラッチ手段K1を全ての変速段で係合させることになるので、この第1クラッチ手段K1を廃止して入力軸4と第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを常時連結することも可能であり、その構成を第12図に示す。また第12図に示す構成の歯車変速装置の作動表を

5を介装したものである。この第13図に示す構成であっても前進5段・後進1段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第11表に示す。

第 11 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K4	K5	K6	B1	B2	B3
1st	○		○		○		
2nd	○		○			○	
3rd	○		○				○
4th	○		○	○			
5th	○			○			○
Rev	○				○		○
Rev2	○	○			○		

そして第13図に示す構成の歯車変速装置においても全ての変速段で第1クラッチ手段K1を係合させることになるので、この第1クラッチ手段K1を廃止して入力軸4と第1遊星歯車1のサン

第10表に示す。

第 10 表

	クラッチ手段		ブレーキ手段		
	K5	K6	B1	B2	B3
1st	○		○		
2nd	○			○	
3rd	○				○
4th	○	○			
5th		○			○
Rev			○		○

また第13図に示す構成の歯車変速装置は、第8図に示す構成のうち、第3クラッチ手段K3を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のリングギヤ2Rとを常時連結するとともに第2遊星歯車2のキャリア2Cと第3遊星歯車3のキャリア3Cとの間に第5クラッチ手段K

ギヤ1Sとを常時連結しても、第13図に示す歯車変速装置と同様な変速段の設定が可能であり、その構成は第14図に示す通りである。またその作動表を第12表に示す。

第 12 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K4	K5	K6	B1	B2	B3
1st		○		○		
2nd		○			○	
3rd		○				○
4th		○	○			
5th			○			○
Rev				○		○
Rev2	○	○		○		

ところで上述した各実施例では、各クラッチ手段K1、K2、K3、K4、K5、K6を多板クラッチのシンボルで示したが、この発明では静摩擦

性や燃費の向上あるいは変速ショックの緩和などのために、クラッチ手段として、多板クラッチ以外に一方向クラッチを使用し、あるいは多板クラッチと一方向クラッチとを組み合わせた構成などを使用することができるのであり、またブレーキ手段B1、B2、B3についても上記の各実施例で示した多板ブレーキ以外に、一方向クラッチやバンドブレーキもしくはこれらを組み合わせた構成などを使用することができる。このようなクラッチ手段およびブレーキ手段の変形例としては、本出願人が既に出願した特願昭63-1767270号や特願昭63-221670号の願書に添付した明細書および図面に記載したものを採用することができる。

以上、この発明を第1実施例ないし第14実施例を示して説明したが、この発明は上記の各実施例に限定されないことは勿論であり、この発明は、要は、前記の「課題を解決するための手段」の項に記載した構成を有していればよいのであって、各遊星歯車における要素同士の連結形態は、常時

連結であってもクラッチ等の係合手段を介した選択的な連結であってもよく、さらに入力軸および出力軸を連結する要素、および固定すべき要素は必要に応じて適宜決めればよい。

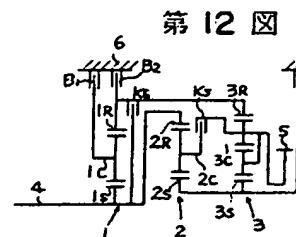
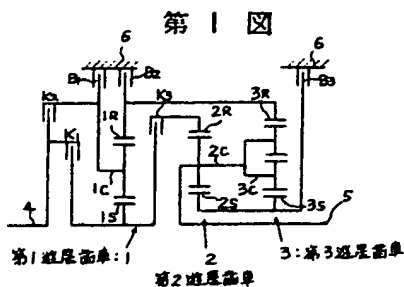
発明の効果

以上説明したようにこの発明によれば、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車を使用した歯車変速装置であって、小型軽量化や変速ショックの低減さらには車両としての動力性能の向上などの実用上の要請を満たすことができ、そして仕様の変更が容易な自動変速機用歯車変速装置を得ることができる。

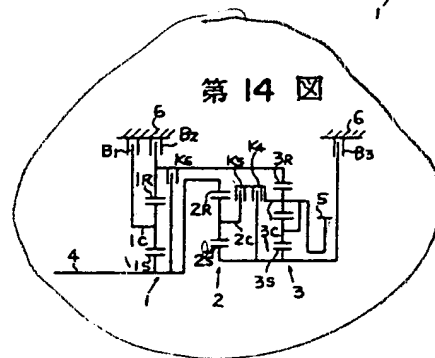
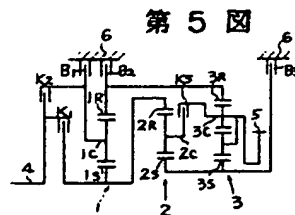
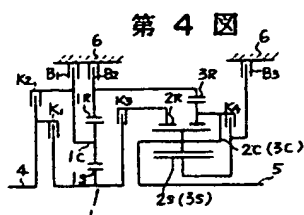
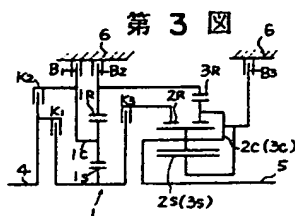
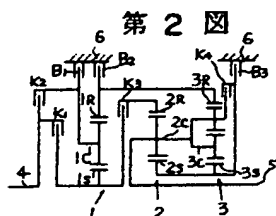
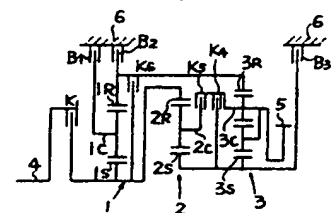
4. 図面の簡単な説明

第1図ないし第14図はこの発明の実施例をそれぞれ示すスケルトン図である。

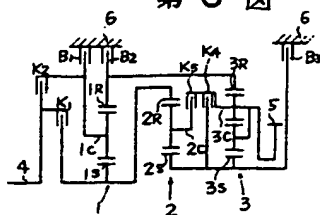
1, 2, 3…遊星歯車、 1S, 2S, 3S…サンギヤ、 1C, 2C, 3C…キャリア、 1R, 2R, 3R…リングギヤ。



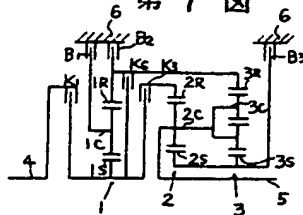
第13図



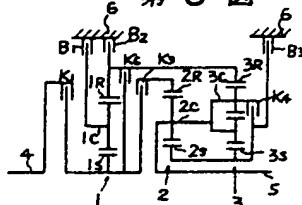
第 6 図



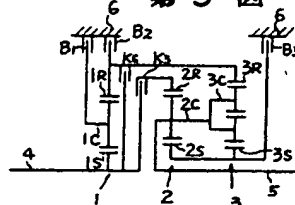
第 7 図



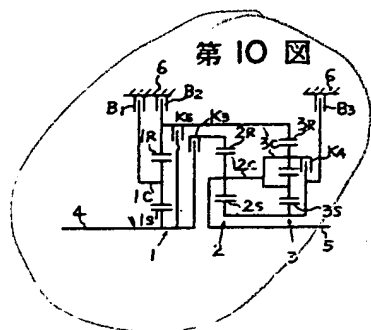
第 8 図



第 9 図



第 10 図



第 11 図

